

Результуючий сигнал через пристрій 5 управляє муфтою 4, виключаючи перенавантаження в приводі.

Схема приводу обертового руху подачі, який працює в режимі підсилювача потужності зображена на рис. 2.

Силовий привід обертового руху вміщує електродвигун 1, управляючу муфту ковзання 2 і черв'ячне колесо ланцюга управління 4. Привід управляючого ланцюга здійснюється від електродвигуна 3 через черв'ячну передачу 4.

При роботі приводу черв'ячне колесо знаходиться у рівновазі під дією моментів.

$$M_c + M_y + M_n = 0,$$

де M_c – момент силового приводу;

M_y – момент управляючого приводу;

M_n – момент технологічного навантаження.

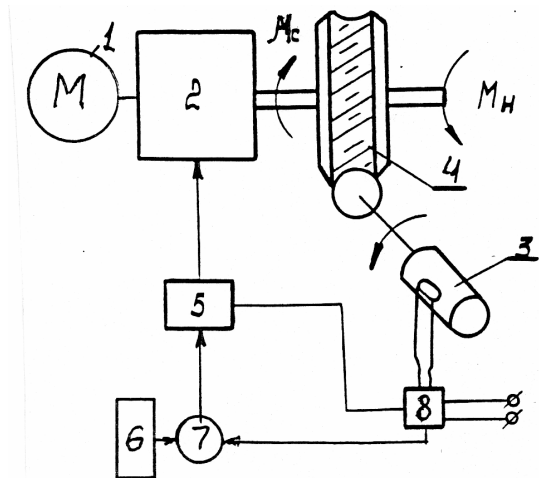


Рисунок 2 – Схема приводу обертового руху подачі

Із приведенного співвідношення витікає, що чим більший момент силового приводу буде наближатися до моменту технологічного навантаження, тим менше навантаження буде мати ланцюг управління. Система автоматичного регулювання, призначена для вирішення цього завдання. Управляючий пристрій 8 з датчиком навантаження ланцюга управління має зв'язок із пристроєм 7 порівняння програмного сигналу пристрою 6 з фактичним навантаженням. Результуючий сигнал через пристрій 5 управляє муфтою 2, забезпечуючи необхідний режим приводу кругової подачі.

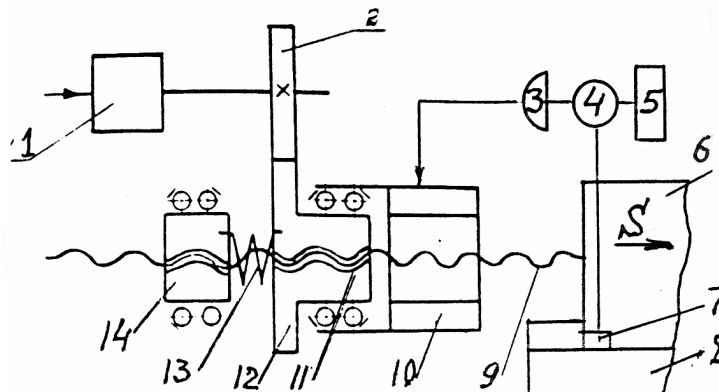


Рисунок 3 – Схема приводу дискретних поступальних рухів подачі

На рис. 3 приведена схема приводу дискретних поступальних рухів подачі. Силовий привід створює вібрації з осьовими коливаннями гайки 11, спряженої з гвинтом 9 з осьовим зазором, що перевищує амплітуду коливання. Гайка 11 через зубчасту передачу 12-2 має зв'язок з управляючим двигуном 1.

Під час руху вібратора в напрямку подачі (S) гайка переміщує гвинт 9 і виконавчий орган верстата 6 по напрямних станини 8 на величину амплітуди коливання. При зворотному русі вібратора гайка 11 закріплена на гвинті 9 із зазором залишається нерухомою в осьовому напрямку.

Одночасно управляючий привід повертає гайку 11 в напрямку подачі і усуває зазор. В цей час гайка 14, з метою недопущення зворотного руху виконавчого органу 6 і гвинта 9, залишається нерухомою. Після цього вібратор 10 знову пересуває виконавчий орган 6 на величину кроку у напрямку руху подачі.

В робочому режимі датчик 7 контролює навантаження в приводі і по сигналу за допомогою програмуючого 4 і управляючого 3 пристроїв здійснює зміну амплітуди коливань і швидкості робочої подачі.

Реверс приводу здійснюється реверсивним управляючим двигуном 1.

Схема приводу супорта багатошпіндельного автомата, який був приведений в режим роботи підсилювача потужності зображена на рис. 4.

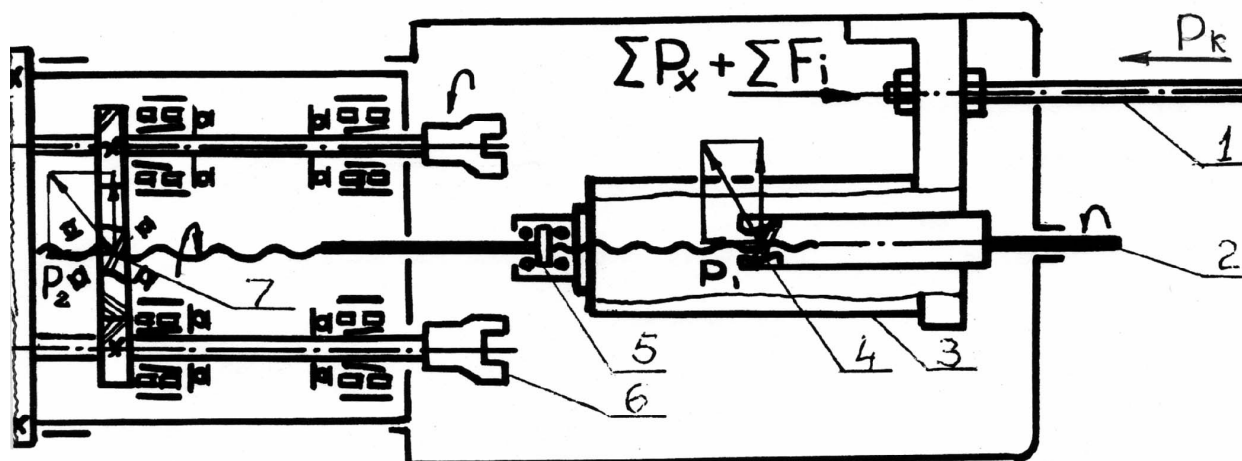


Рисунок 4 – Схема приводу супорта багатошпіндельного автомата

В процесі роботи верстата шпінделі 6 одержують обертання від валу 2 через несамогальмівні гвинтові передачі 4-7. Супорт 3 одержує рух подачі від кулачкового механізму через штовхач 1. Передаваний через гвинтові передачі 4-7 крутний момент навантаження викликає осьові сили P_1 і P_2 , які через упорні підшипники 5 переводять механізм подачі верстата в режим управляючого механізму.

В результаті супорт 3 знаходиться у рівновазі під дією сил

$$\sum_i^n P_{xi} + \sum_i^m F_i = P_1 + P_2 + P_k, \quad (1)$$

де P_{xi} – технологічне навантаження на відповідному шпінделі;

n – кількість шпінделів;

m – кількість спряжень, в яких відбувається тертя при поступальному русі;

F_i – сила тертя на відповідній поверхні тертя;

P_1, P_2 – осьові сили у гвинтових передачах 4-7;

P_k – сила штовхача 1 кулачкового механізму.

Рушійні сили у гвинтових передачах визначаються по формулах:

$$P_1 = \frac{2M}{d_1} \cdot \operatorname{tg}(\alpha_1 + \varphi),$$

$$P_2 = \frac{2M}{d_2} \cdot \operatorname{tg}(\alpha_2 + \varphi), \quad (2)$$

де M – крутний момент навантаження;

d_1, d_2 – середні діаметри гвинтових передач;

α_1, α_2 – кути підйому гвинтових передач 4-7;

φ – кут тертя у гвинтовій передачі.

Із рівняння (1) витікає, що в роботі механізму подачі можуть бути такі співвідношення.

$$\sum_i^n P_{xi} + \sum_i^m F_i > P_1 + P_2.$$

В цьому випадку механізм подачі виконує свої традиційні функції, сприймаючи значно менше навантаження, при цьому, як витікає із співвідношення (2) це навантаження визначається, головним чином, кутом нахилу гвинтових передач 4-7.

$$\sum_i^n P_{xi} + \sum_i^m F_i < P_1 + P_2.$$

В цьому випадку кількісні зміни при навантаженні якісно змінюють механізм подачі. Із "штовхаючого" він перетворюється в гальмівний, що вносить певні зміни в його конструкцію і експлуатацію.

На рис. 5 приведені два варіанти приводу подачі з гідравлічними обмежувачами швидкості.

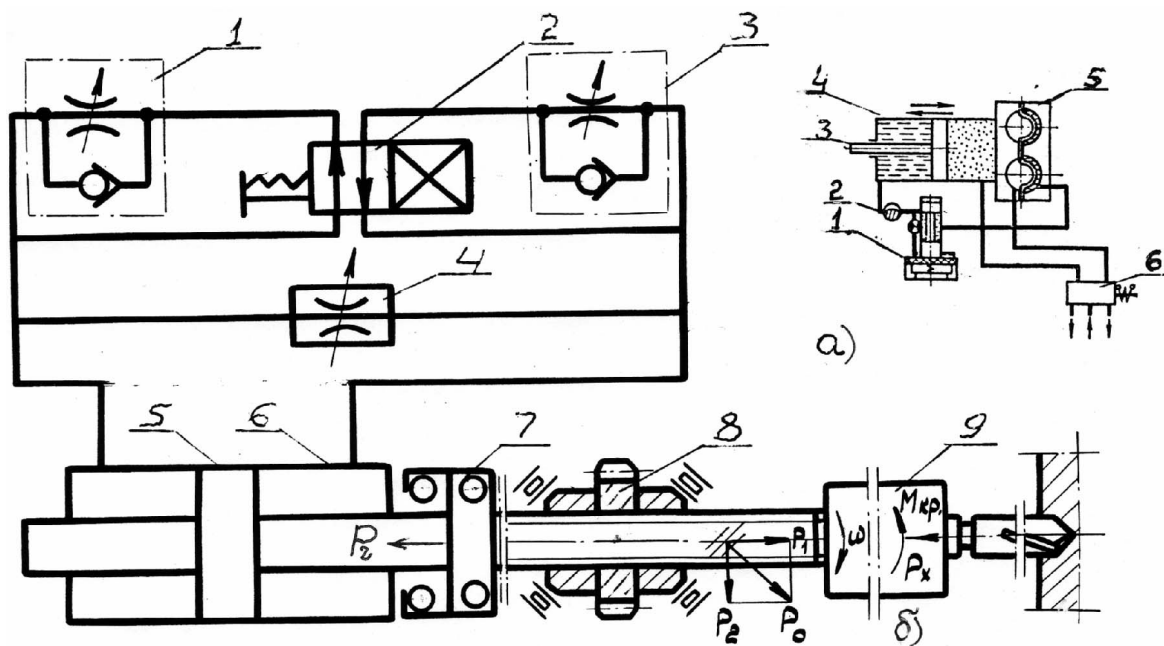


Рисунок 5 – Схема приводу подачі з гідравлічними обмежувачами швидкості

Привід по схемі (рис. 5а) традиційно використовують у пневмогідравлічних силових головках агрегатних верстатів і автоматичних ліній. Привід забезпечує повний цикл зворотно-поступальних рухів виконавчого органу, з'єднаного із штоком 3 пневмогідравлічного циліндра 4. Швидкість поступального руху штока обмежується замкнутою гідравлічною системою, яка управляється дроселем 2 і золотником 1 за допомогою крокової автоматики, яка одночасно управляє і пневмоперемикачем 6, забезпечуючи при відповідному перемиканні, вищезазначені рухи циклу і перекачуванні рідини із порожнини циліндра 4 в камеру 5 і в зворотному напрямку.

Промислова експлуатація таких приводів виявила суттєві недоліки, які полягають в тому, що при виконанні якої-завгодно технологічної операції рушійна сила на штоці 3 залежить від конструктивних параметрів механізму і від тиску у пневмережі. Ці параметри під час експлуатації залишаються без змін. Тому чим менше технологічне навантаження, тим більше навантаження на гідравлічний обмежувач швидкості, що в свою чергу веде до перегрівання мастила у гідросистемі. Така конструкція гідросистеми суттєво обмежує технологічні можливості приводу.

На схемі, зображеній на рис. 5б, недоліки, які мають місце на рис. 5а, відсутні.

Шпиндель 9 приводиться в рух від шестерні 8, з'єднаної зі шпинделем несамогальмівною різьбою. При передачі крутного моменту виникає осьова сила P_1 направлена на компенсацію технологічного навантаження P_x . Оскільки $P_1 > P_x$, їх різницю через упорні підшипники 7 і шток сприймає поршень 5 гідроциліндра 6. Таким чином, шпиндель знаходиться у рівновазі під дією сил.

$$P_1 = P_x + P_2 = \frac{2M_{кр}}{d} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi),$$

де P_1 – осьова сила у гвинтовій передачі;

P_2 – сила опору у гідравлічному обмежувачі швидкості;

P_x і $M_{кр}$ – технологічне навантаження;

d – середній діаметр гвинта;

α – кут нахилу гвинтової лінії;

φ – кут тертя у гвинтовій передачі.

Із приведеної формули можна зробити висновок, що при зміні технологічної операції або режимів різання, складові технологічного навантаження ($M_{кр}$ і P_x) змінюються пропорційно, що позитивно впливає на умови експлуатації гідравлічного обмежувача швидкості, його дроселя робочої подачі 4.

Такі зміни конструкції розширюють технологічні можливості приводу. Щоб одержати задані швидкості швидкого підведення і відведення дроселі 1 і 3 налагоджуються за допомогою крокової автоматики і золотника 2.

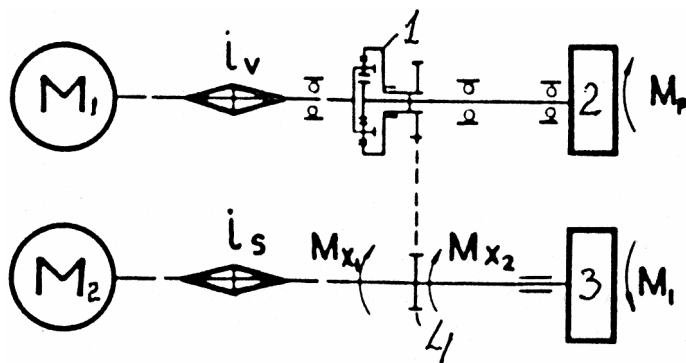


Рисунок 6 – Схема приводу попутного точіння

На схемі рис. 6 зображено привід попутного точіння, механізм подачі якого працює в режимі підсилювача швидкості. Від силового двигуна М1 через передаточний механізм (іу), вміщуючий в собі ланцюг налагодження і диференційний механізм 1, обертальний рух одержує шпіндель 2 із закріпленою в ньому заготовкою. Від керуючого двигуна М2 через передаточний механізм (іv), із ланцюгом настройки, обертальний рух одержує інструментальний шпіндель 3.

Крім цього, кінематичний зв'язок диференційного механізму з колесом 4, закріпленим на шпинделі 3 забезпечує часткове розвантаження управляючого кінематичного ланцюга від сили різання.

Таким чином, інструментальний шпіндель 3 знаходиться у рівновазі під дією моментів.

$$M_{x1} + M_{x2} = M_l,$$

де M_{x1} – момент, який розвивається управляючим двигуном M_2 ;

M_{x2} – момент, який передається диференціалом 1;

M_l – момент сили різання.

Із приведеного співвідношення витікає, що рівень розвантаження управляючого ланцюга приводу залежить від передаточного відношення диференціала.

Розвантаження управляючого ланцюга розширює технологічні можливості приводу.

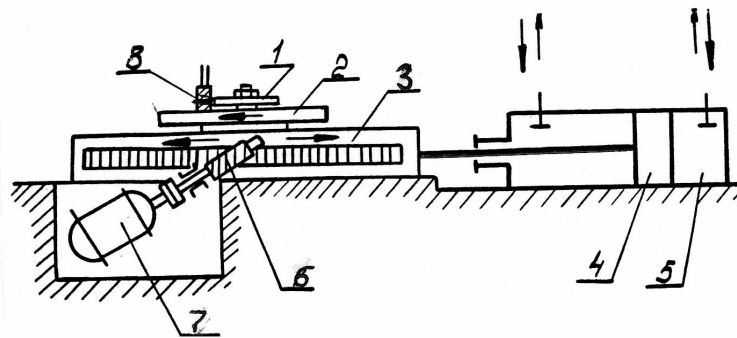


Рисунок 7 – Схема приводу подачі копіювально-фрезерного верстата

Схема приводу подачі копіювально-фрезерного верстата, механізм радіальної подачі якого працює в режимі підсилювача потужності, показано на рис. 7.

При обробці заготовки фреза 8 своєю опорною поверхнею опирається на кулачок 1. Силове замикання (фреза 8 – кулачок 1) забезпечується циліндром 5, поршень 4 якого притискує кулачок 1 до опорної поверхні фрези 8. Кутова подача забезпечується електродвигуном 7 через черв'ячну передачу 6.

На рис. 8 приведена схема приводу силової головки пінольного типу, механізм подачі якої працює в режимі підсилювача потужності. Від електродвигуна 12 через гвинтову зубчасту передачу 9-10 одержує обертання шпіндель 8. Управляючий двигун 11 через рейкову передачу 6-7 забезпечує повний цикл зворотно-поступальних рухів.

В процесі робочої подачі сила (P), яка виникає у гвинтовій передачі 10-9, розвантажує механізм подачі від технологічного навантаження (P_x), що зменшує рушійну силу (P_l) у приводі подачі.

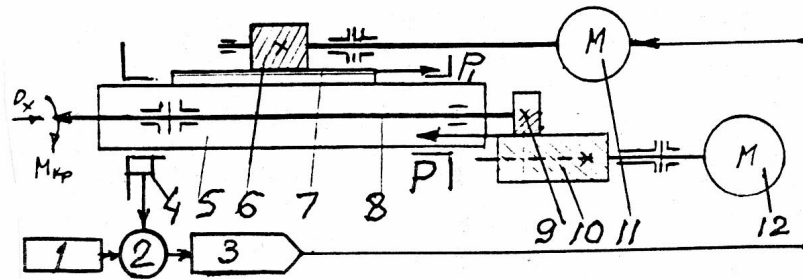


Рисунок 8 – Схема приводу силової головки пінольного типу

При збільшенні технологічного навантаження і навантаження напрямних пінолі 5 датчик 4 направляє сигнал у пристрій 2, де він співставляється із сигналом пристрою 1. Результуючий сигнал через управляючий пристрій 3 знижує частоту обертання двигуна 11. Таким чином, забезпечується адаптивне управління подачею у функції технологічного навантаження.

Ще одна схема приводу копіювально-фрезерного верстата, привід кругової подачі якого працює в режимі підсилювача потужності, зображено на рис. 9.

Від електродвигуна 4 через диференціальний механізм 3 обертання одержує фреза 7. Другий вихідний ланцюг диференціального механізму 3 через шестерні 5-6 і 9-17 з'єднано із столом 1.

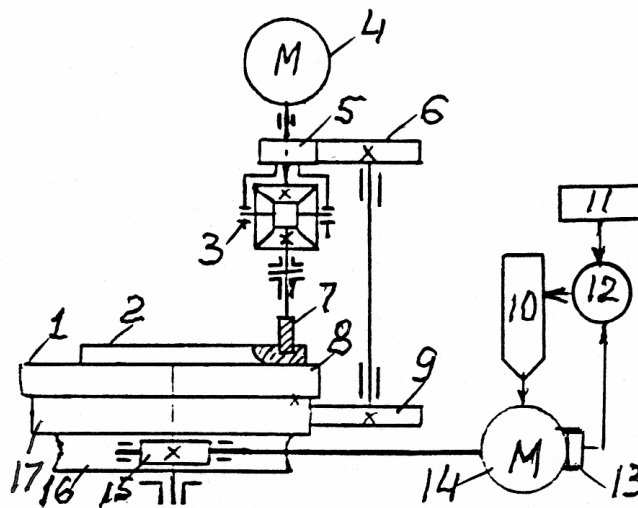


Рисунок 9 – Схема приводу кругової подачі копіювально-фрезерного верстата

В процесі обробки двигун 14 через черв'ячну передачу 15-16 здійснює кругову подачу. Таким чином, стіл 1 знаходиться у рівновазі під дією моментів

$$M_t = M_y + M_p,$$

де M_t – момент технологічного навантаження (різання);

M_y – момент, який передається на стіл від управляючого двигуна 14;

M_p – момент, навантаження, який передається від диференціального механізму 3 приводу головної руху.

Всі вузли і механізми силової головки розташовані в корпусі 3. Від електродвигуна M_2 через зубчаті колеса 12-13 і несамогальмівну гвинтову передачу 14-15 обертання одержує шпindel 1, розташований в пінолі 2. На пінолі встановлена гайка 8, спряжена з гвинтом 9, а гвинт через шестерні 11-10 має зв'язок із управляючим двигуном M_1 .

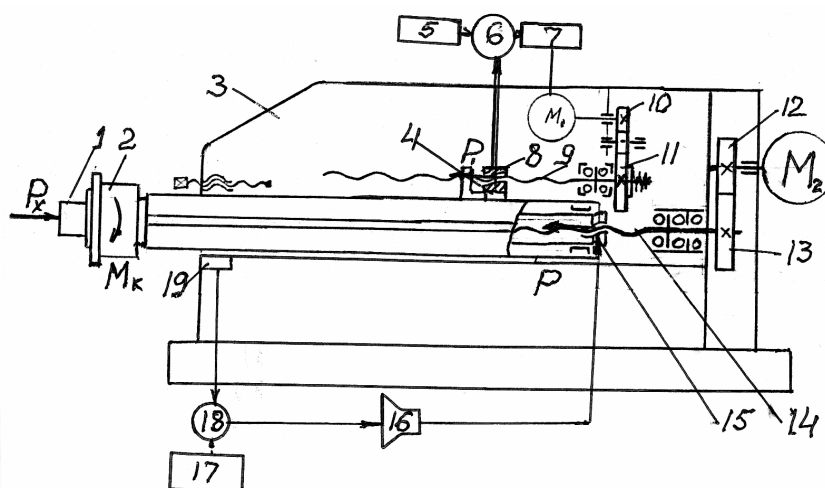


Схема зубофрезерного верстата, механізм подачі якого працює в режимі підсилювача потужності з гідравлічним обмежувачем швидкості показана на рис. 11.

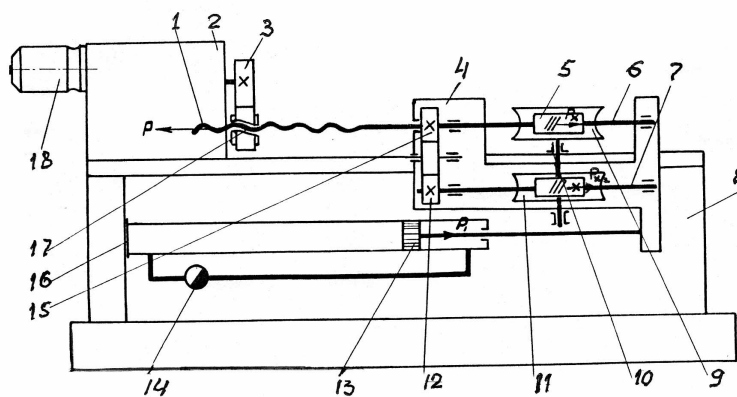


Рисунок 11 – Схема механізму подачі зубофрезерного верстата

Від електродвигуна 18 через коробку швидкостей 2, шестерню 3, несамогальмівну гвинтову передачу 17-1 обертання одержує шпиндель 6 з інструментом 5, який оброблює заготовку 9. На шпинделі 7, який одержує обертання через шестерні 4-12, установлена черв'ячна фреза 10, яка обробляє колесо 11.

В процесі обробки у гвинтовій передачі 1-17 утворюється сила P , що переміщує супорт з інструментом по напрямних станини 8 у напрямку руху подачі. Швидкість цього руху обмежується дроселем 14, який знаходиться у з'єднуючому каналі порожнин гідроциліндра 16. Осьова сила P_1 , що створюється на поршні 13, обмежує швидкість тангенціальної подачі супорта 4.

Особливістю розглянутої схеми приводу є відсутність кінематичного ланцюга обкатки, функції якої виконує кінематична пара інструмент 5 – заготовка 9, які здійснюють процес шевінгування. Це спрощує привід і накопичені погрішності ланцюга обкатки верстата на точність обробки. Управління швидкістю подачі здійснюється регулюванням дроселя 14.

Висновки

1) Описані в даній статті механізми розроблені на кафедрі "Металорізальні верстати та системи" КНТУ дають можливість розвантажувати ланцюг подачі верстатів шляхом введення підсилювачів потужності і забезпечувати високу точність обробки деталей без зниження величини подачі.

2) Подібні конструкції механізмів можна застосовувати і в ланцюгах головного руху верстатів і силових головок агрегатних верстатів.

Список літератури

1. В. М. Пестунов, Е. А. Кариков, Повышение точности и производительности металлорежущих станков. – К.: Техника, 1979. – 96 с
2. В. М. Пестунов, Силовые узлы агрегатных станков с автоматической оптимизацией нагрузки в приводе главного движения. – М.: Известия вузов. Машиностроение, 1971, №8. – С. 156 –160.

В статье приведены различные конструкции и принципы действия механизмов подачи с усилителями мощности, которые обеспечивают высокую производительность и точность обработки деталей на многооперационных станках, агрегатных системах и силовых головках.

In the article different constructions and principles of action of mechanisms of serve are resulted with strengtheners powers, which provide a high performance and exactness of treatment of details on a lot of operations machine-tools, aggregate systems and power heads.